№ 2. Warszawa, 25 lutego 1930 r. Rok VIII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, CHMIELNA 2, m. 6. TEL. 275-45.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

Ś. P. OSKAR SAENGER

W dn. 4 lutego 1930 roku zmarł w Berlinie, po długich cierpieniach, ś. p. Oskar Saenger, od 1912 r. Prezes Zarządu Warszawskiego Stowarzyszenia Dozoru nad Kotłami Parowemi, a od 1922 roku Prezes Rady Nadzorczej tego Stowarzyszenia, przemianowanego w międzyczasie na Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.



Ś. p. Oskar Saenger był jednym z najwybitniejszych przemysłowców odrodzonej Polski, człowiekiem niepospolitej miary, o śmiałej inicjatywie, energji twórczej i żelaznej wytrwałości w pracy na kierowniczych stanowiskach w wielu organizacjach i przedsiębiorstwach przemysłowo - handlowych, który całe swe życie poświęcił pracy twórczej, niezmiernie wydajnej i rozgałęzionej, a święcił w tej pracy niezwykłemi zaletami umysłu serca i charakteru.

Ś. p Oskar Saenger urodził się w dniu 4 sierpnia 1873 roku, w roku 1879, mając zaledwie sześć lat, utracił ojca ś. p. Roberta Saengera. Wychowaniem i wykształceniem ś.p. Oskara zajęła się jego matka, dla której zmarły był najlepszym synem i darzył ją za życia uczuciem głębokiej synowskiej miłości i przywiązania a po jej śmierci, przed kilkoma zaledwie laty, pamięć o zmarłej była mu najdroższą pamiątką i bodźcem do dalszej wytężonej pracy twórczej.

Ś.p. Oskar Saenger po ukończeniu gimnazjum w Rydze i akademji handlowej w Wiedniu, już w dwudziestym drugim roku życia stanął na czele odziedziczonej po przedwcześnie zmarłym ojcu fabryki papieru w Pabjanicach, którą zmuszony był odbudować, gdyż pożar zniszczył ją całkowicie.

Z zadania tego wywiązał się znakomicie, i zdobyte wtedy doświadczenie stało się podstawą do pogłębienia wiedzy zawodowej i przyzwyczaiło ś. p. Oskara Saengera do samodzielnego, śmiałego planowania wielkich przedsiębiorstw. Dążność do stosowania najnowszych zdobyczy wiedzy technicznej i umiejętność wybierania rzeczy nie najtańszych, lecz najracjonalniejszych, oraz śmiała decyzja cechowała działalność ś. p. Oskara Saengera, dzięki czemu przed wojną, na skutek jego decyzji, sprowadzono do Pabjanickiej Fabryki Papieru najszerszą w Polsce maszynę papierniczą i największą wówczas w Europie szlifierkę do miazgi drzewnej, po wojnie zaś zainstalowano w nabytej Fabryce Celulozy we Włocławku kotły o 36 *atn* i odpowiednie turbiny parowe. Była to pierwsza i jedyna dotychczas w Polsce instalacja na tak duże ciśnienie. Instalacja ta pracuje z całkowitem powodzeniem. Do Fabryki Papieru we Włocławku sprowadził Zmarły najszerszą obecnie w Polsce maszynę papierniczą o czterometrowej szerokości. Ś.p. Oskar Saenger rozumiał dokładnie, że jeżeli Polska nie sprosta zadaniu wytworzenia dużej ilości dobrego i taniego papieru, to zostanie zalana papierem zagranicznym, a rzesze polskich pracowników pozostaną bez pracy.

Oprócz działalności na polu przemysłu papierniczego, Zmarły brał czynny udział w wielu przedsiębiorstwach i pracował nad siły, jakby się lękał, aby ani jedna minuta w życiu jego nie przeszła bezczynnie. Dowodem tego jest bilans pracy Zmarłego, który wykazuje, że ś.p. Oskar Saenger w przeciągu swego względnie krótkiego żywota zdziałał więcej niż inni w ciągu całego stulecia.

Jako Prezes Rady Nadzorczej Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, instytucji o charakterze społecznym, ś. p. Oskar Saenger poświęcał swą pracę ideowo dla dobra tej instytucji i dbał zawsze o rozwój Stowarzyszenia, a w szczególności prac badawczych, które znajdowały w Zmarłym zawsze bardzo gorącego rzecznika, jasno ujmującego wszelkie sprawy techniczne.

Ś. p. Oskar Saenger miał zawsze na uwadze kształcenie personelu technicznego Stowarzyszenia na wzorach zagranicznych i gorąco popierał wyjazdy inżynierów Stowarzyszenia zagranicę w celu zwiedzania większych ośrodków przemysłowych i zaznajamiania się z najnowszemi zdobyczami w dziedzinie kotłów, silników i gospodarki cieplnej, rozumiejąc dobrze, że inżynierowie Stowarzyszenia będą rozpowszechniali zdobytą wiedzę śród członków Stowarzyszenia podczas swych zajęć zawodowych.

Jako wybitny finansista, Zmarły zawsze służył Stowarzyszeniu swemi radami, chroniąc je przed stratami i zabezpieczając byt pracowników. Za prezesury Zmarłego powstała Kasa Przezorności Pracowników Stowarzyszenia, która stworzyła podstawy zabezpieczenia pracowników na starość.

Ś. p. Oskar Saenger, dzięki swoim zaletom charakteru cieszył się zasłużonem uznaniem delegatów Stowaszyszenia na Walnych Zebraniach, dowodem zaś tego była jednomyślna uchwała ostatniego Walnego Zgromadzenia z listopada 1929 roku, na którem Zmarły był już niestety nieobecny z powodu ciężkiej choroby. Uchwałą tą, wyrażającą troskę o stan zdrowia swego Prezesa podkreśliło Walne Zebranie uczucia i myśli łączące je z przedwcześnie Zmarłym.

Nurtująca od roku dość wątły organizm choroba wyrwała ś. p. Oskara Saengera z szeregów najczynniejszych działaczy naszego życia gospodarczego w 56 roku życia, budząc żal głęboki w sercach tych wszystkich, którzy go znali.

Cześć Jego Pamięci!

Inż. R. BIEDRZYCKI i inż. W. PAC.

POMIARY ODBIORCZE TURBINY PRACUJĄCEJ Z POBIERANIEM PARY, O MOCY 1930 KM

W kwietniu r. ub. przeprowadzone były badania odbiórcze turbiny parowej z pobieraniem pary, pracującej w Siłowni Zjednoczonych Zakładów Przemysłowych K. Scheibler i L. Grohman w Łodzi.

Wiosną 1928 r. dokonane były w tejże fabryce pomiary odbiorcze innej turbiny, pracującej z przeciwciśnieniem. Opis tego odbioru znajduje się w *Technice Cieplnej*, zeszyt 6, z 1928 r.

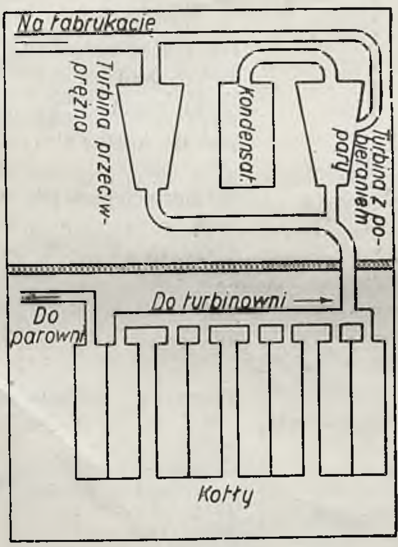
Opis instalacji.

Po ostatecznem uruchomieniu obu tych turbin przebudowa siłowni została zakończona, i całość instalacji cieplnej przedstawia się następująco:

Kotły o ogólnej powierzchni ogrzewalnej około 2500 m^2 mogą wytwarzać na godzinę do 75000 *kg* pary o ciśnieniu 15 atn i temperaturze 350° *C*. Para z kotłów płynie do

turbinowni, gdzie zużywana jest na zasilanie dwuch wzmiankowanych turbozespołów: mianowicie turbiny przeciwprężnej o mocy 1320 *kW* i o przeciwciśnieniu 3 — 4 atn oraz turbiny o takiej samej mocy, pracującej z pobieraniem pary o tem samem ciśnieniu, jakie posiada para wylotowa z turbiny przeciwprężnej. Ta para z obu turbin łączy się we wspólnym przewodzie, służąc dalej do celów fabrykacyjnych.

Przy całkowitem obciążeniu turbiny przeciwprężnej, może ona dostarczać do 25000 *kg/h* pary; ilość pary pobieranej z drugiej turbiny dochodzi również do 25000 *kg/h*. Razem więc na cele fabrykacyjne może być skierowane około 50000 *kg/h* pary o ciśnieniu 3 — 4 atn i temperaturze $\sim 230^0 C$. Na wypadek większego zapotrzebowania pary przez fabrykację, zainstalowany jest w kotłowni specjalny przewód, przez który w miarę potrzeby serwomotor automatycznie podaje żądaną ilość dławionej świeżej pary.



Rys. 1 Schemat instalacji.

Rys. 1 przedstawia schemat opisywanej instalacji. Jak wynika z rysunku, jeden z kotłów pracuje bez przegrzewacza, wytwarzając parę o niższem ciśnieniu, która osobnym przewodem płynie bezpośrednio do parowni, gdzie jest oddzielnie używana na cele fabrykacyjne.

Jak widzimy, moc ogólna turbin wynosi około 2700 *kW;* prócz tego sieć fabrykacji połączona jest z elektrownią miejską, skąd w razie potrzeby można czerpać energię elektryczną do mocy 800 *kW*.

Obecnie odbierana turbina z pobieraniem pary została wykonana w Pierwszej Brneńskiej Fabryce; dotyczy to właściwie tylko części parowej turbo-zespołu, gdyż generator zastosowano od dawnej turbiny, która tu pracowała przed wojną. Turbina owa została w czasie wojny wywieziona przez okupantów, a następnie zwrócono ją drogą rewindykacji. Zmontowana ponownie, dawała złe rezultaty tak co do mocy, jak i co do ilości zużywanej pary. Wobec tego Dyrekcja Ruchu zdecydowała usunąć dawną część parową, zastępując ją nowoczesną turbiną. Generator zaś, aczkolwiek stary, lecz nadający się do dalszej pracy, postanowiono nadal wyzyskać; wychodzono tu ze słusznej zasady, że w trudnej sytuacji przemysłu łódzkiego należy kłaść nacisk tylko na te inwestycje, które, potaniając produkcję, mogą się w szybkim czasie okupić.

Instalacja kondensacyjna pozostała również dawna.

Charakterystyka turbozespołu.

W tabeli I ułożone są charakterystyczne dane, dotyczące odbieranego turbozespołu.

Poza nominalnemi wielkościami, dotyczącemi turbiny, a podanemi w umowie, zebrany jest tu szereg ogólnych danych, wziętych z tabliczek firmowych lub zaczerpniętych od kierownictwa zakładów. Moc nominalna turbiny podana jest w umowie w *KM*. Tłumaczy się to tem, że zamawiana była, jak już zaznaczyliśmy, sama turbina bez generatora.

Podane w tej tabeli spółczynniki sprawności generatora, przyjmowane przy jego pracy ze starą turbiną, były uznane przez dostawcę, co zostało stwierdzone w umowie[1]).

Jak widać z tabeli, turbina przed odbiorem pracowała już przeszło 11 miesięcy i wyprodukowała do tego czasu prawie 3 miljony *kWh*. W ciągu tego czasu turbina pracowała normalnie i nie zachodziła potrzeba dokonywania większych poprawek czy remontów.

Dane gwarancyjne.

Przy zamówieniu turbiny między Dyrekcją Zjednoczonych Zakładów i Pierwszą Brneńską Fabryką została zawarta umowa, w której dostawca gwarantował niżej podane liczby, dotyczące mocy turbiny i zużycia pary.

Gwarancje te odnoszą się do następujących wielkości:

stan pary przed zaworem wlotowym:
ciśnienie . . . 14,5 atn.
temperatura . $350^0 C$

ciśnienie pary pobieranej . 4 ata.
próżnia 94%

i są następujące:

---

[1]) Por. Tabela 1, str. 34.

TABELA I.

Charakterystyka turbozespołu.

	oznaczenia	w jednostk.	
I. Dane ogólne.			
Data uruchomienia turbozespołu . . .			7 maj 1928
Ilość godzin pracy		h	3290
Praca wykonana		kWh	2910100
II. Generator.			
Fabryka budowy			Siemens-Schuckert
Rok budowy			1909
Nr. fabryczny			339891 — C
Typ			F T d 1550
Rodzaj połączenia			w trójkąt
Prąd.			trójfazowy
Nominalna moc		kVA	1550
„ współcz. mocy	cos φ		0,8
„ napięcie		V	525
„ siła prądu		A	3 × 1710
„ ilość obrotów		obr./min.	3000
„ ilość okresów		okr./sec.	50
Sprawność generatora przy cos φ = 0,8 i napięciu 525 V	η gen.		obciąż. — η gen.: 1/4 — 0,80; 2/4 — 0,886; 3/4 — 0,917; 4/4 — 0,932
Chłodzenie			Generator chłodzony jest powietrzem, które ssie zzewnątrz wentylator, osadzony na wale turbiny; powietrze nagrzane tłoczone jest do kotłowni
Wzbudnica.			
Fabryka budowy			Siemens-Schuckert.
Rok budowy			1909
Nr. fabryczny			339047 — C
Typ			G V 190/8
Nominalna moc		kW	14,5
„ napięcie		V	110
„ siła prądu		A	132
III. Turbina.			
Fabryka budowy			Pierwsza Brneńska fabr. (E.B.M.)
Nr. fabryczny			739
Liczba kadłubów.			jeden
Regulacja			Ilościowo-jakościowa (zawór główny i 2 autom.)
Nominalna moc		KM	1930
„ liczba obrotów		obr/min.	3000
„ ciśnienie pary dolot . . .		atn	14,5
„ temperatura „ „ . . .		°C	350
„ ciśn. pary pobier. . . .		ata	4
„ próżnia		%	94
Dopuszczalne przeciąż. turbiny . . .			10% normalnej mocy
IV. Kondensacja.			
Rodzaj			powierzchniowa
Ilość skraplaczy			1
Powierzchnia skraplacza		m^2	250
Podawanie kondensatu			pompa odśrodk., napędzana oddzieln. silnikiem
Oddzielanie powietrza			pompa } napędzane wspólnym silnikiem
Podawanie wody chłodzącej			pompa }
Wydajność pompy wody chłodzącej . .		m^3/h	300
Silnik pompy kondensacyjnej			
Moc		KM	3
Napięcie		V	500
Siła prądu		A	3,6
Liczba obrotów .		obr/min	1430
Silnik pompy powietrznej i pompy wodnej			
Moc		KM	40
Napięcie		V	500
Siła prądu		A	42,5
Liczba obrotów . .		obr/min.	970

1) zależność zużycia pary od ilości pobieranej pary (przy pełnem obciążeniu):

Ilość pobieranej pary *kg/h*	Ilość pary wlotowej *kg/h*
10000	15500
15000	18900
20000	22300
24500	24500

2) Energja wytwarzana przez turbinę w zależności od ilości pobieranej pary przy czystem przeciwciśnieniu (t.j. przy zamkniętym dopływie pary do części niskoprężnej):

Ilość pobieranej pary *kg/h*	Moc turbiny w *KM*	Moc turbiny w częściach mocy nominaln.
10000	500	$^1/_4$
15000	1000	$^2/_4$
20000	1500	$^3/_4$
24500	1930	$^4/_4$

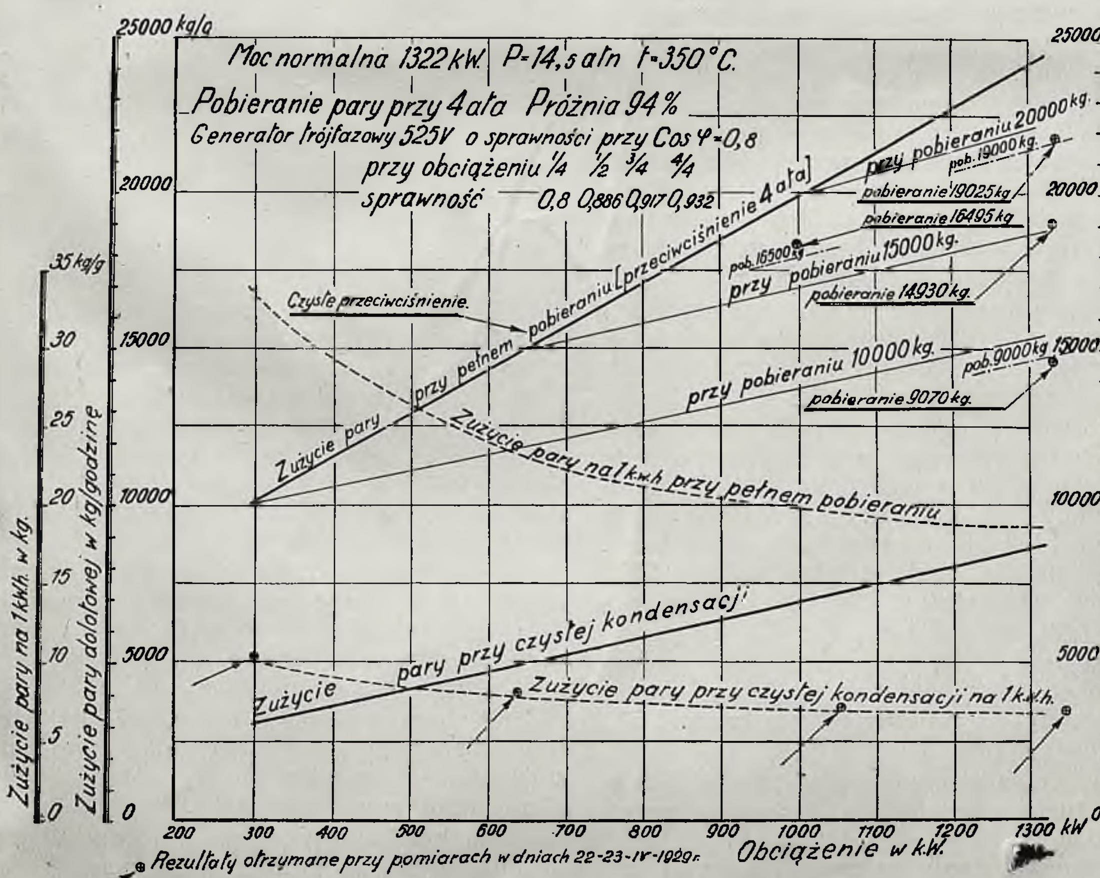
3) Zużycie pary w zależności od obciążenia turbiny przy pracy czysto kondensacyjnej (tj. bez pobierania pary):

Obciążenie w częściach mocy nominalnej	Obciążenie w *KM*	Zużycie pary *kg/h*
$^1/_4$	500	3000
$^2/_4$	1000	5000
$^3/_4$	1500	7000
$^4/_4$	1930	8800

W tem liczby, dotyczące $^1/_4$ obciążenia nie są obowiązujące, lecz tylko informacyjne.

W wymienionych gwarancjach obciążenia turbiny zostały podane nie w *kW*, jak zwykle bywa, lecz w *KM*, mierzonych na sprzęgle między turbiną, a generatorem, gdyż, jak zaznaczaliśmy, zamówienie dotyczyło samej turbiny bez generatora. Przy pomiarach odbiorczych liczby te odniesiono do zacisków generatora, przeliczając je na kilowaty przy uwzględnieniu spółczynników sprawności generatora.

Tak przeliczone wielkości gwarancyjne zostały przedstawione w formie krzywych, podanych na rys. 2. Na osi odciętych odłożona jest tu moc w *kW*, mierzona na zacis-



Rys. 2. Wielkości gwarancyjne.

kach generatora, zaś na osi rzędnych istnieją dwie skale: jedną z nich odliczamy ogólne zużycie pary na godzinę, druga zaś podaje zużycie pary, przeliczone na 1 *kWh*.

W dolnej części wykresu zbudowane są dwie przecinające się krzywe, podające gwarantowane zużycie pary przez turbinę przy pracy czysto kondensacyjnej (tj. bez pobierania pary). Linja ciągła wskazuje ogólne zużycie pary w zależności od obciążenia, zaś linja przerywana podaje to samo w *kg/kWh*. Linja ciągła w postaci prostej wskazuje, że zużycie ogólne pary ma rosnąć proporcjonalnie do wzrostu obciążenia; krzywa zaś przerywana, wygięta ku dołowi, świadczy o zmniejszeniu zużycia pary na *kWh* przy wzroście obciążenia; od połowy obciążenia zużycie to zmniejsza się powoli.

Następna para krzywych przedstawia gwarancyjne dane zużycia pary przez turbinę w wypadkach całkowitego pobierania pary. I tu krzywa ciągła przedstawia ilości ogólnego zużycia pary w zależności od obciążenia, krzywa zaś przerywana daje te same zależności zużycia pary w stosunku do 1 *kWh*. Linja ciągła ma i tu kształt linji prostej, lecz bardziej stromej; wzrost ogólnego zużycia pary postępuje więc szybciej, niż przy pracy z kondensacją; krzywa przerywana jest tu bardziej wygięta i zużycie pary na *kWh* w miarę wzrostu obciążenia zmniejsza się znaczniej, niż przy pracy z samą kondensacją.

Prócz tych krzywych podane są jeszcze cienkiemi linjami gwarantowane ogólne zużycia pary w *kg/h*, podane w zależności od obciążenia i od ilości pobieranej pary; przedstawiają one gwarancję zużycia dla 10000, 15000 i 20000 *kg/h* pobieranej pary. Linje te mają kształt prostych, i idą one prawie równolegle do prostej ogólnego zużycia pary przy pracy z czystą kondensacją.

Poza danemi co do mocy i zużycia pary umowa zawiera jeszcze gwarancje co do możności przeciążania turbiny i dopuszczalnych odchyleń liczby obrotów.

Tak więc przy normalnych warunkach pracy turbiny dostawca gwarantuje możność krótkotrwałego jej przeciążania o 10% nominalnej mocy (tj. do 2123 *KM* na sprzęgle turbiny lub 1452 *kW* na zaciskach generatora).

Przy nagłej zmianie obciążenia o 25% odchylenie od średniej liczby obrotów nie powinno przekroczyć 1,5%.

Przy nagłem odciążeniu turbiny z pełnej mocy do biegu luzem przejściowy wzrost liczby obrotów powinien nie przekraczać 5% liczby obrotów przy biegu luzem.

Przy niezmiennem obciążeniu liczba obrotów turbiny może się wahać w granicach $\pm$ 0,5%.

Dla umożliwienia pracy równoległej turbiny z innemi silnikami umowa zapewnia możliwość podregulowywania ilości obrotów turbiny o $\pm$ 5%.

Ponadto umowa przewiduje, że ciśnienie pary pobieranej będzie można zmieniać w każdym czasie podczas ruchu w granicach $\pm$ 0,5 atn.

Skład i zadania Komisji Odbiorczej.

Po 11 miesiącach nienagannej pracy turbiny przystąpiono do jej odbioru. Przeprowadzenie odbioru turbiny zostało powierzone Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów w Warszawie.

W odbiorze brały udział następujące osoby:

1) Z ramienia Zjednoczonych Zakładów Przemysłowych K. Scheibler i L. Grohman:

dyr. E. Wagner, inż. B. Kroh i inż. J. Tymowski.

2) Z ramienia Pierwszej Brneńskiej Fabryki:

inż. Kovác, inż. Weis.

3) Z ramienia Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie:

rzeczoznawca inż. R. Biedrzycki

powołani przez rzeczoznawcę:

inż. K. Borejko, inż. W. Pac, inż. T. Szenic i K. Sulikowski.

Zadaniem odbiorców w myśl umowy, było sprawdzenie gwarantowanych liczb zużycia i pobierania pary oraz przytoczonych w umowie danych co do granic odchyleń liczby obrotów, jakoteż możliwości nastawiania liczby obrotów i ciśnienia pobieranej pary.

Po odbiorze turbina miała być otwarta w celu sprawdzenia stanu jej łopatek.

Protokuł wstępny.

Umowa określa, że za miarodajne dla sprawdzenia liczb gwarancyjnych uważać się będzie wyniki pomiarów, przeprowadzonych przy $^2/_4$, $^3/_4$ i $^4/_4$ nominalnej mocy turbiny. Ponadto liczby gwarantowanego zużycia pary odniesione były w umowie do określonego stanu pary wlotowej, określonego ciśnienia pary pobieranej i określonej, podanej w procentach, próżni.

Ponieważ w czasie odbioru turbina miała dawać moc i parę na potrzeby pracującego zakładu, należało oczekiwać, że utrzymanie się na poziomie warunków gwarancyjnych będzie mało prawdopodobne.

Dlatego też przed rozpoczęciem pomiarów przeprowadzona została konferencja z udziałem rzeczoznawcy i przedstawicieli obu zainteresowanych stron.

Na konferencji tej ustalono sposób przeliczania wyników pomiarów na warunki gwarancyjne.

Sporządzony w wyniku tej konferencji protokuł wstępny obejmował następujące punkty:

1) gwarantowana próżnia dla pracy z czystą kondensacją przy pełnem obciążeniu wynosi 0,06 ata; dla innych obciążeń wielkości gwarantowanej próżni będą podane przez dostawcę.

2) przeliczenie poprawek przy odchyleniach ciśnień, temperatur i próżni odbywać się będzie według wzoru:

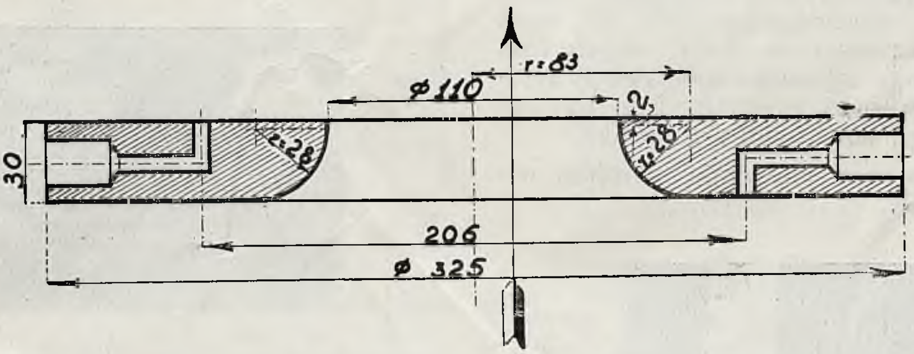
$$\frac{(i_1 - i_2)\ \eta_t\ \text{(w warunkach pomiaru)}}{(i_1 - i_2)\ \eta_t\ \text{(w warunkach gwarancji)}}$$

krzywe na η_t ma podać dostawca.

u wylotu z łopatek zostały użyte wzorcowane termometry i manometry. Próżnia u wylotu z łopatek mierzona była zapomocą rtęciowego próżniomierza.

Mierzenia ilości pobieranej pary dokonywano zapomocą paromierzy. W tym celu na obu przewodach pary pobieranej (250 *mm* średnicy) wbudowano dwie kryzy, które widzimy na rys. 3. Promień zaokrąglenia kryzy równa się 28 *mm*, grubość kryzy 30 *mm*, długość części cylindrycznej — 2 *mm*. Otwory w kryzie, przeznaczone dla połączenia z manometrem różnicowym, skierowane są w przeciwne strony (por. rys. 3).

Na przewodzie w odległości 400 *mm*



Rys. 3. Kryzy miernicze.

przed kryzą znajdowała się tuleja dla osadzenia termometru, prężność zaś pary była mierzona według manometru, przyczem przy przeliczeniach uwzględniana była poprawka na wysokość słupa wody w przewodzie między poziomem kryzy a paromierzem.

Ustawienie paromierzy widzimy na rys 4.

Przy znaczniejszych odchyleniach próżni mają być w powyższych przeliczeniach uwzględniane straty wylotowe, dla których krzywe poprawek poda dostawca.

3) Przy pracy czysto przeciwprężnej przeliczenie będzie prowadzone według następującego wzoru:

$$\frac{(i_1 - i_2)\ \eta_t\ \text{(w warunkach pomiaru)}}{(i_1 - i_2)\ \eta_t\ \text{(w warunkach gwarancji)}}$$

4) Przy pracy mieszanej postępowanie będzie następujące:

zarówno ilość kondensatu jak i pary pobieranej będzie przeliczona każda oddzielnie według wyżej wymienionych wzorów.

Należy zaznaczyć, że dane co do próżni przy pracy turbiny na czystą kondensację, jako też krzywe poprawek na η_t i straty wylotowe dostarczone były przez dostawcę dopiero w czasie pomiarów i następnie sprawdzane nie były.

Przyrządy i urządzenia pomiarowe.

Przed przystąpieniem do pomiarów sprawdzono całą instalację, zwracając uwagę na stan izolacji, oraz szczelność połączeń przewodów i garnków kondensacyjnych. Dokonano również próby skraplacza na szczelność.

Następnie przystąpiono do ustawiania przyrządów i urządzeń pomiarowych.

Dla pomiarów stanu pary u wlotu do turbiny, w miejscu pobierania pary oraz



Rys. 4. Paromierze.

Urządzenie to było zresztą takie same, jak przy odbiorze drugiej turbiny, pracującej z przeciwprężnością. Podane ono zostało

przy opisie poprzedniego odbioru (patrz *Technika Cieplna* Nr. 6 z 1928 r.).

Ze względu na małe średnice otworów w kryzach i rurkach łączących, nie stosowano tu naczyń wyrównawczych, mogących dawać w tych warunkach błędne rezultaty (patrz artykuł prof. ten-Boscha, Schweizerische Bauzeitung Nr. 17 z r. 1929). Na to miejsce użyto tu poziomych rurek, stale zapełnionych wodą, przez co asekurowano się od błędów, powstających tak często wskutek wydzielania się pęcherzyków powietrza.

Dla mierzenia skroplin zostały ustawione dwa zbiorniki, które przed próbą były dokładnie wymierzone i wywzorcowane. W czasie pomiarów skropliny płynęły do tych zbiorników, przyczem w chwili napełnienia jednego zbiornika zapomocą specjalnego urządzenia przerzutowego skropliny były natychmiast kierowane do drugiego zbiornika.

Urządzenie do mierzenia skroplin widzimy na rys. 5.



Rys. 5. Mierzenie skroplin.

Prócz tego mierzona była temperatura skroplin oraz temperatura wody chłodzącej w miejscach jej dopływu i odpływu.

Ilość wody chłodzącej nie była regulowana.

Dla pomiarów elektrycznych, mających na celu określenie każdorazowego obciążenia turbiny, były użyte następujące precyzyjne instrumenty: 2 voltomierze, 2 amperomierze i 2 watomierze z odpowiedniemi transformatorami.

To stanowisko pomiarowe przedstawione jest na rys 6.

Rys. 7 przedstawia schemat połączeń elektrycznych. Na rysunku tym oznaczają:

A — amperomierz

V — voltomierz

W — watomierz

$L_1 - L_2$ — pierwotne uzwojenie transformatora prądu

$l_1 - l_2$ — wtórne uzwojenie transformatora prądu

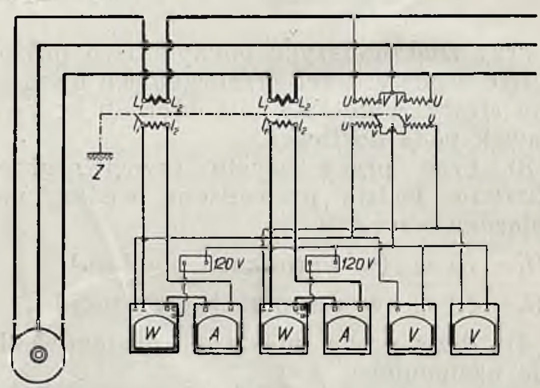
$U - V$ — pierwotne uzwojenie transformatora napięcia

$u - v$ — wtórne uzwojenie transformatora napięcia

Z — uziemienie transformatorów prądu i napięcia.



Rys. 6. Pomiary elektryczne.



Rys. 7. Schemat połączeń elektrycznych.

Przy obu watomierzach włączone były oporniki po 120 *V*, gdyż wobec obciążenia indukcyjnego (silniki asynchroniczne) zachodziła obawa, że w czasie pomiarów na jednym z watomierzy strzałka będzie wychodzić poza skalę.

Ponieważ pierwsze pomiary miały być przeprowadzone przy pracy turbiny bez pobierania pary, przeto przed początkiem pomiarów zaślepiono przy turbinie wlot do przewodu, służącego do pobierania pary.

Pomiary.

W czasie pomiarów turbina była obciążona przez zapotrzebowanie fabryki. W ciągu każdego pomiaru starano się utrzymywać obciążenie na możliwie stałym poziomie, co osiągano w ten sposób, iż wszelkie wahania

w zapotrzebowaniu mocy przerzucano na sąsiednią turbinę lub też na sieć miejską.

W dn. 22 kwietnia r. ub. przeprowadzono pierwszą serję pomiarów przy pracy turbiny z czystą kondensacją (pobieranie pary = 0).

W dniu tym przeprowadzono pięć pomiarów, poczynając od biegu luzem turbiny (bez wzbudzania) i przechodząc stopniowo do pełnej mocy turbiny.

Pomiary te wyszczególnione są w następującej tabeli:

Praca czysto kondensacyjna.

Pomiar		1	2	3	4	5
obciążenie nominalne	w częściach całkow. mocy	0	$^1/_4$	$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$
obciążenie na zaciskach generatora	kW	0	300,3	638,0	1053,5	1339,1
czas trwania pomiaru	min.	30,22	29,91	47,51	27,83	66,5

Następnego dnia przeprowadzone były pomiary odbiorcze przy pracy turbiny z pobieraniem pary.

W czasie tych pomiarów niezupełnie się udało osiągnąć punkty wierzchołkowe, i przeprowadzić wszystkie zamierzone pomiary, gdyż turbina i tego dnia pracowała na zapotrzebowanie fabryki i pomimo przewidzianej pewnej regulacji, osiągnięcie wierzchołkowych punktów tak co do mocy, jak i co do ilości pobieranej pary było ograniczone rzeczywistem zapotrzebowaniem działów produkcyjnych.

W dniu tym przeprowadzono pięć pomiarów, z których trzy przy pełnej mocy przy różnych ilościach pobieranej pary, dwa zaś inne przy niepełnem obciążeniu turbiny.

Pomiary te wyszczególnia następ. tabela.

Praca z pobieraniem pary.

Pomiar		1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne	w częściach całkowitej mocy	$^4/_4$	$^4/_4$	$^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$
Nominalna ilość pobieranej pary	kg/h	20000	15000	10000	17000	całkowite pobieranie
Obciążenie na zacisk. gener.	kW	1339,3	1330,9	1340,1	999,3	656,9
Rzeczywista ilość pobieranej pary	kg/h	20780	15510	9420	17700	16170
Czas trwania pomiaru	min.	62,92	30,95	33,34	29,33	32,0

Przeliczenia, poprawki.

Po ukończeniu pomiarów przystąpiono do obliczeń wyników. Dla każdej pozycji pomiarowej znajdowano średnią arytmetyczną, którą korygowano przez odpowiednie poprawki. Tak więc przy odczytach termometrów i manometrów korygowane były błędy wskazań instrumentu pomiarowego, do czego używano krzywych, zbudowanych podczas wzorcowania. Prócz tego w temperaturach wprowadzono poprawki na wystający słupek rtęci.

Przy wskazaniach manometru u paromierza, jak wzmiankowaliśmy, wprowadzono poprawkę ciśnienia na różnicę poziomów kryzy i paromierza.

Z pomiarów paromierzem przeliczano zużycie pary, posiłkując się wzorem:

$$G = 0{,}36 \,.\, 4{,}462\, F \sqrt{\left(0{,}91 - \frac{\Delta p}{p}\right)\frac{\Delta p}{v}}\ kg/h$$

gdzie: F — przekrój dyszy

Δp — spadek ciśnienia pary w dyszy

p — ciśnienie pary przed dyszą

v — objętość właściwa pary.

Uzyskane w ten sposób liczby, odpowiadające warunkom pomiaru, należało teraz przeliczyć na warunki gwarancyjne, w celu porównania wyników z gwarancjami umowy.

W myśl treści protokułu wstępnego przeliczenia przeprowadzono w następujący sposób:

dla pracy z czystą kondensacją rzeczywiste zużycie pary określano według wzoru:

$$G_{\text{rzecz.}} = G_{\text{zmierz.}} \cdot \frac{(i_1 - i_2)\,\eta_t - \dfrac{Ac^2}{2g}\ \text{(w war. odb.)}}{(i_1 - i_2)\,\eta_t - \dfrac{Ac^2}{2g}\ \text{(w war. gwar.)}}$$

gdzie η_t — sprawność termodynamiczna (zależna od temperatury wlotowej pary)

$\frac{Ac^2}{2g}$ — straty wylotowe.

Ta ostatnia wielkość przy nieznacznych odchyleniach próżni od liczby gwarancyjnej nie była wcale uwzględniana.

Dla pracy turbiny czysto przeciwprężnej stosowano następujący wzór:

$$G_{\text{rzecz.}} = G_{\text{zmierz.}} \frac{(i_1 - i_2)\,\eta_t\ \text{(w warunk. odbioru)}}{(i_1 - i_2)\,\eta_t\ \text{(w war. gwaranc.)}}.$$

Poprawka na η w tych przeliczeniach wypadała nieznaczna i można by ją było odrzucić, na co godzili się nawet dostawcy.

Przy normalnej pracy turbiny, t. j. gdy pewna część ogólnej ilości pary była pobierana, reszta zaś szła do skraplacza, postępowano w następujący sposób:

ilość pary, jaka przechodziła do skraplacza, korygowana była według wzoru, obowią-

zującego dla pracy z czystą kondensacją; ilość zaś pobieranej pary przeliczana była jak w wypadku pracy z przeciwciśnieniem.

Dodajmy jeszcze, że w myśl brzmienia umowy dla liczb zużycia pary dostawca miał zastrzeżone stosowanie 3% tolerancji na dokładność pomiarów.

Wyniki pomiarów.

Przeliczone w ten sposób liczby zostały ułożone i podane w tabelach II i III. W tabeli II zamieszczone są wyniki pierwszej serji pomiarów, dla pracy turbiny z czystą kondensacją, zaś na tabeli III wyniki przy pracy turbiny z pobieraniem pary.

Rozpatrując tabelę II [1]), znajdujemy przedewszystkiem, że rzeczywiste obciążenia w czasie pomiarów cokolwiek się różniły od tych, jakie zamierzano uzyskać. Największa procentowo różnica zachodzi tu w pomiarze Nr. 2, gdzie zamiast 330 *kW* ($^1/_4$ od 1320 *kW*) uzyskano średnio 300,3 *kW* (odchylenie 10%). W trzecim pomiarze uzyskano obciążenie średnie o 22 *kW* (3,5%) mniejsze, w czwartym pomiarze—o 63,5 *kW* (6,5 %) większe od właściwego, zaś w ostatnim — pracowano z nieznacznem przeciążeniem, wynoszącem 19 *kW* (1,5 %).

Stan pary także odbiegał od warunków gwarancyjnych: ciśnienie pary u wlotu wahało się w granicach 15,6 — 15,8 ata, różniło się więc b. nieznacznie od podanego w gwarancjach (15,5 ata); znacznie więcej różniła się temperatura pary wlotowej: zamiast 350° C, odpowiadających warunkom gwarancyjnym, temperatura ta w czasie pomiarów wynosiła od 265° do 322° przy pełnem obciążeniu turbiny. Ta najniższa temperatura odnosiła się jednak do pierwszego, nieobowiązującego pomiaru na $^1/_4$ obciążenia.

Co do próżni, to przy małych obciążeniach różnice te były nieznaczne, natomiast przy pełnej mocy turbiny mierzona próżnia była prawie dwukrotnie mniejsza od podanej w gwarancjach.

Rozpatrując teraz podane na dole powyższej tabeli liczby zużycia pary i porównywując rzeczywiste zużycie, przeliczone na warunki gwarancyjne, z gwarantowanem zużyciem pary (po uwzględnieniu obowiązującej 3% tolerancji), otrzymujemy następujące wyniki:

przy obciążeniu $^1/_4$ rzeczywiste zużycie pary odpowiada dokładnie gwarantowanemu zużyciu. Przy obciążeniu $^2/_4$ rzeczywiste zużycie wynosi 8,09 *kg/kWh*, podczas gdy gwarantowano zużycie 7,93 *kg/kWh*.

W tym więc wypadku należało stwierdzić przekroczenie gwarancji o 8,09 — 7,93 = 0,16 *kg/kWh*, t. j. o 2%.

Przy obciążeniach $^3/_4$ i $^4/_4$ rzeczywiste zużycie pary jest bardzo niewiele mniejsze od zużycia gwarantowanego.

[1]) Por. str. 41.

Tak więc jedynie przy połowie obciążenia turbiny stwierdzono niewielkie niedotrzymanie gwarancji.

W ostatniej rubryce tej tabeli podana jest sprawność efektywna turbiny, obliczona według następującego wzoru:

$$\eta_e = \frac{860}{G_{zm.}\ (i_1 - i_2)_{zm.}\ \eta_{gen.}}$$

Sprawność ta, jak widać z tabeli, jest niska i nawet przy pełnem obciążeniu turbiny równa się 58,6%. Tłumaczy się to częściowo małą ilością pary, przechodzącą w czasie pomiarów przez część wysokoprężną turbiny. Bowiem nawet przy ostatnim pomiarze zużycie pary przez turbinę stanowiło około 10000 *kg/h*, podczas gdy część wysokoprężna turbiny posiada zdolność przełykową powyżej 25000 *kg/h*, t. zn. że taką ilość pary może przepuszczać turbina przy całkowitem obciążeniu i pobieraniu pary.

Przechodząc do pomiarów turbiny z pobieraniem pary, których wyniki uwidocznione są na tabeli III [1]), widzimy, że tu średnie obciążenia w poszczególnych pomiarach różniły się od zamierzonych zaledwie o kilka *kW*.

Co do stanu pary, to ciśnienie u wlotu odchylało się minimalnie od warunków gwarancyjnych, większe natomiast różnice znajdujemy w temperaturze pary wlotowej: zamiast 350° *C*, odpowiadających gwarancjom, w trzech pomiarach uzyskano średnią temperaturę od 322 do 329° *C*, a tylko w dwuch pomiarach temperatura ta wynosiła około 340°*C*. Prężność pary pobieranej była bliska do warunków gwarancyjnych, odchylając się od nich najwyżej o 0,18 *atn*, jak to widzimy w ostatnim pomiarze. Więcej różniła się próżnia u wylotu z łopatek: tak np. w pomiarze *N*. 3 uzyskano próżnię równą 0,09 *ata* w miejsce gwarantowanej 0,0505 *ata*.

Wyniki pomiarów, przeliczone na warunki gwarancyjne, i porównane z gwarancjami, dały rezultat naogół zadawalniający.

Tak więc przy obciążeniu 1339 *kW* i pobieraniu pary 19000 *kg/h* gwarantowane zużycie pary wynosi 21700 *kg*, w czasie I pomiaru pobierano pary 19025 *kg/h*, zaś przeliczone zużycie pary wynosiło 21785 *kg/h*. Po uwzględnieniu obowiązujących 3% tolerancji wynik ten należy uznać za odpowiadający gwarancjom.

Przy obciążeniu 1331 *kW* i pobieraniu pary 15000 *kg/h* umowa gwarantuje zużycie pary 18900 *kg/h*; podczas pomiarów pobierano 14930 *kg/h*, zaś zużycie pary wynosiło 19,040 *kg/h*; a więc po uwzględnieniu tolerancji liczba ta także nie przewyższa gwarantowanej.

Przy obciążeniu 1340 *kW* i pobieraniu pary 9000 *kg/h* gwarantowane zużycie pary wynosi 14800 *kg*.; podczas pomiaru Nr. 3

[1]) Por. str. 42.

TABELA II.

Wyniki pomiarów przy pracy turbiny czysto kondensacyjnej.

POMIAR		1	2	3	4	5
Obciążenie		bez wzbudz.	1/4	2/4	3/4	4/4
Czas trwania pomiarów	min.	30,22	29,91	47,51	27,83	66,5
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	0	300,3	638,0	1053,5	1339,1
Zużycie energji przez kondensację	kW	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4
Stan pary Ciśnienie pary wlotowej	ata	15,80	15,67	15,75	15,65	15,63
„ „ „ za głównym zaworem	ata	1,415	1,57	6,45	9,84	12,27
„ „ przy wylocie z I części turbiny	ata	—	1,385	2,046	3,02	3,753
„ „ za zaworem regulacyjnym części niskopr.	ata	—	1,117	2,026	2,85	3,750
„ „ u wylotu do kondensatora	ata	0,0579	0,057	0,057	0,0852	0,11
Gwarantowana prężność u wylotu do kondensatora	ata	—	0,0415	0,0475	0,053	0,06
Temperatura pary wlotowej przed zaworem głównym	°C	265,5	288,3	309,8	317,9	322
„ „ między I a II częścią turbiny (pobier. pary)	°C	—	211,5	231,0	243	247,1
„ „ wylotowej	°C	54,4	35,7	35,8	42,7	47,75
Ilość kondensatu na godzinę	kg/h	1188	3610	5680	8360	10240
Temperatura kondensatu	°C	10	23,5	31	34,5	38,5
Temperatura wody chłodzącej dopływowej	°C	11,8	11,4	10,7	11,0	10,8
„ „ „ odpływowej	°C	14	19,8	23,8	30,7	35,7
Spadek adjabatyczny w warunkach gwarancji	cal.		241	237,5	234.0	230,5
„ „ „ prób	cal.		216,5	222,0	212,5	206,0
Poprawka $\dfrac{\Delta i_{zm.}\ \eta_{t\ zm.} - \dfrac{Ac^2}{2g}\ zm}{\Delta i_{gw.}\ \eta_{t\ gw.} - \dfrac{Ac^2}{2g}\ gw.}$			0,8 5	0,910	0,894	0,895
Zużycie pary na 1 kWh gwarantowane	kg/kWh		10,1	7,7	6,9	6,66
„ „ „ „ „ + 3% tolerancji	kg/kWh		10,4	7,93	7,107	6,86
„ „ „ „ w warunkach pomiarów	kg/kWh		12,02	8,[illegible]	7,945	7,64
„ „ 1 kWh w warunkach pomiarów przeliczone na warunki gwaranc.	kg/kWh		10,4	8,09	7,095	6,84
Przekroczenie gwarancji z tolerancją	%		0	2	—	—
Sprawn. efekt. turbiny η_e			0,413	0,499	0,555	0,586

TABELA III.

Wyniki pomiarów przy pracy turbiny z pobieraniem pary.

P O M I A R		1	2	3	4	5
Rodzaj i wielkość obciążenia		4/4 z pobieran. 20000 *kg*	4/4 z pobieran. 15000 *kg*	4/4 z pobieran. 10000 *kg*	3/4 z pobieran. 17000 *kg*	2/4 z przeciwciśn. 4 ata.
Czas trwania pomiarów	min.	62,92	30,95	33,34	29,33	32
Obciążenie na zaciskach generatora	*kW*	1339,3	1330,9	1340,1	999,3	656,9
Ciśnienie pary wlotowej przed głównym zaworem .	ata.	15,47	15,51	15,26	15,58	15,68
„ „ „ za głównym zaworem . .	ata.	15,17	15,18	15,11	15,32	15,52
„ „ pobieranej	ata.	4,12	4,04	4,12	4,137	4,18
„ „ za zaworem regulacyjnym II części .	ata.	2,72	3,8	4,00	0,73	0,28
„ „ u wylotu z łopatek	ata.	0,0578	0,0615	0,09	0,053	0,0408
„ „ u wylotu z łopatek gwarantowana .	ata.	0,041	0,045	0,0505	0,059	
Temperatura pary wlotowej przed głównym zaworem .	°C	322,9	337,0	341,3	327,5	329,1
Temperatura pary pobieranej	°C	221,9	240,9	247,25	233,3	237,2
Temperatura pary wylotowej	°C	35,73	35,55	44,703	39,53	62,94
Temperatura wody chłodzącej dopływowej . . .	°C	11,8	11,1	10,85	10,55	10,1
Temperatura wody chłodzącej odpływowej . . .	°C	19	25,2	35	22	20
Ilość pary pobieranej	*kg/h*	20780	15510	9420	17700	16170
Ilość pary z kondensatora	*kg/h*	3006	4360	5976	2065	4486
	Razem	23786	19870	15396	19765	16656
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem gwarant.	cal.	77,5	77.5	77,5	77,5	77,5
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem w warunkach pomiarów	cal.	72	75	75	73	73
Poprawka $\frac{\Delta i_{zm.}}{\Delta i_{gw.}} \cdot \frac{\eta_{t\,zm.}}{\eta_{t\,gw.}}$		0,916	0,96	0,963	0,931	0,933
Spadek adjabatyczny części kondensacyjnej gwarant.	cal.	241	239	235,5	249	
Spadek adjabatyczny części kondensacyjnej w czasie pomiaru	cal.	225	226,5	216,0	228	
Poprawka $\frac{\Delta i_{zm.}}{\Delta i_{gw.}} \cdot \frac{\eta_{t\,zm.}}{\eta_{t\,gw.}}$		0,92	0,943	0,92	0,9	
Przeliczona ilość pary pobieranej	*kg/h*	19025	14930	9070	16495	15050
Przeliczona ilość pary z kondensatu	*kg/h*	2760	4110	5500	1860	486
Przeliczona ilość pary ogółem	*kg/h*	21785	19040	14570	18355	15536
η części wysokoprężnej		0,611	0,547	0,54	0,541	0,527

pobierano pary 9070 *kg/h*, zużycie pary wynosiło zaś 14570 *kg/h*, czyli pozostawało poniżej gwarancyjnego.

Przy obciążeniu 999 *kW* i pobieraniu pary 16500 *kg/h* gwarantowano zużycie pary 18000 *kg/h*; podczas pomiaru Nr. 4 pobierano 16495 *kg/h* pary, całkowite zaś zużycie pary wynosiło 18355 *kg/h*.

Po uwzględnieniu więc tolerancji i tu nie stwierdzono przekroczenia liczby gwarantowanej.

Przy czystej przeciwprężności i obciążeniu 657 *kW* umowa gwarantowała zużycie pary $\sim$ 15100 *kg/h*; zaś przy pomiarze Nr. 5 uzyskano zużycie pary 15536 *kg/h*. Po uwzględnieniu tolerancji punkt ten leży na granicy liczby gwarantowanej.

Wyższe w tym wypadku zużycie tłumaczy się znaczną ilością pary, przenikającej do części niskoprężnej i kondensatora. Pomimo ustawienia turbiny na całkowite pobieranie pary, skraplacz dostarczał jednak w czasie tego pomiaru 486 *kg/h* skroplin.

W ostatniej rubryce tabeli III zamieszczono dla każdego z pomiarów wewnętrzną sprawność termodynamiczną części wysokoprężnej turbiny, określoną podług ciśnień i temperatur.

O ile można polegać na ścisłości takiego określenia sprawności termodynamicznej, wynosiła ona w najlepszym wypadku 61% przy pełnej mocy turbiny i pobieraniu pary 20000 *kg/h*.

Ten spółczynnik sprawności należałoby uznać za niezbyt wysoki.

Wielkości rzeczywistego zużycia pary, przeliczone na warunki gwarancyjne (jednak bez uwzględnienia tolerancji) zostały w postaci poszczególnych punktów wniesione do wykresu krzywych gwarancyjnych (patrz rys. 2).

Na tem zostały zakończone właściwe pomiary odbiorcze. Pozostałe punkty umowy co do wahań w obrotach przy zrzucaniu obciążeń, jakoteż co do możliwości nastawiania liczby obrotów i ciśnienia pobieranej pary nie były przy odbiorze sprawdzane, ponieważ kierownictwo Zakładów zrzekło się tych badań, nie mogąc ze względów fabrykacyjnych wyłączać z ruchu turbiny.

Dodać należy, że po ukończeniu pomiarów turbina została rozebrana w celu stwierdzenia stanu jej łopatek. Pomimo dłuższej pracy turbiny i okresowych postojów, łopatki znaleziono w doskonałym stanie.

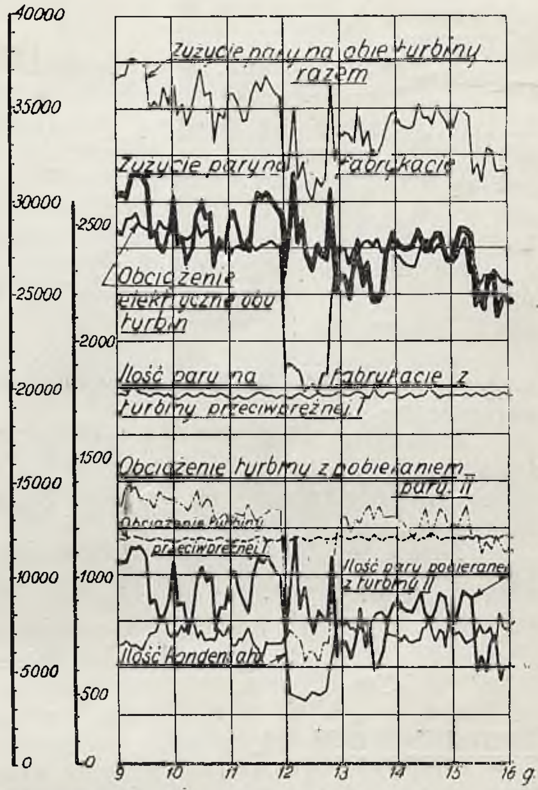
Badanie instalacji.

W dn. 24 kwietnia r. ub. przeprowadzone zostało badanie instalacji cieplnej Zakładów.

Badanie to miało na celu wyjaśnienie współpracy obu turbin.

Pomiary były prowadzone w ciągu dnia roboczego, od g. 9 do g. 16.

Wyniki tych badań zostały przedstawione na rys. 8 w formie wykresów.



Rys. 8. Wyniki pomiarów z dn. 24.IV.1929.

Na osi odciętych podane są tu godziny dnia, zaś na osi rzędnych widzimy dwie skale: jedna przedstawia zużycie pary w *kg/h*, druga zaś obciążenia w *kW*.

Jedna z krzywych podaje ilości pary, idącej na fabrykację z turbiny przeciwprężnej; poniżej grubą linją oznaczona jest krzywa ilości pary, pobieranej z drugiej turbiny.

Ponad temi krzywemi biegnąca najgrubsza linja krzywa wskazuje ogólną ilość pary, płynącej na fabrykację.

W dniu tym na fabrykację nie była dopuszczana świeża para wprost z kotłowni, zaś para, idąca do parowni z oddzielnego kotła specjalnym przewodem, nie jest uwzględniona w krzywej ostatniej. Krzywa ta wskazuje więc tylko ilości pary, idącej na fabrykację z obu turbin.

Na tymże wykresie pokazane są także obciążenia turbin. Dwie krzywe przerywane przedstawiają przebieg obciążeń oddzielnie w turbinie z przeciwprężnością i oddzielnie w turbinie z pobieraniem pary. Powyżej tych krzywych ciągła grubsza krzywa podaje sumarycznie obciążenia obu turbin.

Prąd z sieci miejskiej w dniu tym nie był pobierany.

Jak wynika z krzywych, dotyczących turbiny z przeciwprężnością, turbina ta pracuje prawie przy stałem obciążeniu, oddając na fabrykację prawie jednakowe ilości pary;

większe wahania przyjmuje na siebie turbina, pracująca z pobieraniem pary. A wahania te, jak widzimy z krzywych tej drugiej turbiny— są znaczne.

Raptowny spadek, jak obciążenia, tak i ilości pobieranej pary w godzinach między 12 i 13, objaśnia się przerwą obiadową, gdy fabryka częściowo nie pracowała. Niektóre jednak działy nie przerywały pracy i dlatego, jak widać z krzywych, turbina z przeciwprężnością i w tym czasie pracowała normalnie.

Na dole rozpatrywanego wykresu znajduje się jedna jeszcze krzywa, podająca ilości kondensatu na godzinę.

Krzywa ta zwraca naszą uwagę, świadcząc o znacznych ilościach pary, idącej do skraplacza.

Z punktu widzenia termicznego można byłoby uważać to za błąd w instalacji, gdyż ciepło odprowadzane do skraplacza należy traktować, jako straty.

Jednakże ilość skroplin uwarunkowana jest ilością pobieranej pary, a ta ostatnia wielkość ze względu na charakter przedsiębiorstwa znacznie się waha, dochodząc niekiedy do maximum, to znów spadając b. silnie.

Z tych też względów Dyrekcja Ruchu Zjednoczonych Zakładów po szeregu przedwstępnych pomiarów uznała za konieczne wziąć pod uwagę bardzo zmienne warunki pracy fabryki, zatrzymując się na zamówieniu turbiny z tak szeroką skalą odbioru pary, choć musiało to za sobą pociągnąć obniżenie sprawności turbiny.

Przytem jako następny etap przebudowy instalacji przewidziane jest także zasilanie parowni parą odlotową z turbin, przez co zapotrzebowanie pary na fabrykację jeszcze się zwiększy i ilość skroplin w turbinie z pobieraniem spadnie do tego stopnia, że czasami będzie zachodzić potrzeba uzupełniania braku przez świeżą dławioną parę.

Cała instalacja przebudowywana jest z pewnym ścisłym planem, wypracowanym na podstawie głębszych badań i pomiarów.

BOHDAN GIMBUT.

DOBRE I ZŁE STRONY ZWIERNIKÓW W SILNIKACH NIENADĄŻNYCH (ASYNCHRONICZNYCH).

Pierścieniowe silniki trójfazowe, jak wiadomo, wykonywane bywają ze szczotkami stale przylegającemi do pierścieni lub też zaopatrzone są w przyrząd do podnoszenia szczotek i zwierania uzwojeń wirnika, zwany krótko zwiernikiem.

Pierwsze z tych silników znajdują zastosowanie tam, gdzie wymagane jest częste puszczanie w ruch, gdzie silnik jest trudno dostępny, jako też w tych wypadkach, gdy potrzebne jest regulowanie liczby obrotów w niewielkich granicach, jak np. przy dźwigach i t. p., w którym to celu włącza się więcej lub mniej oporu do obwodu wirnika zapomocą rozrusznika - regulatora. Wyróżniają się one prostszą budową i łatwiejszą obsługą przy rozruchu w porównaniu z silnikami ze zwiernikami, gdyż posiadają tylko dwa przyrządy do uruchamiania, a mianowicie wyłącznik i rozrusznik.

Natomiast silniki ze zwiernikami są więcej skomplikowane w budowie i wymagają większej uwagi przy puszczaniu w ruch, odbywa się ono bowiem zapomocą trzech przyrządów, a mianowicie wyłącznika, rozrusznika i zwiernika, które włączane być muszą we właściwej kolejności. To też o zaletach i wadach zwierników w silnikach słyszeć można nieraz różne poglądy, a co do tego kiedy te przyrządy mogą być z powodzeniem stosowane również zdania są rozbieżne. Rozpatrzenie tej sprawy będzie zadaniem niniejszego artykułu.

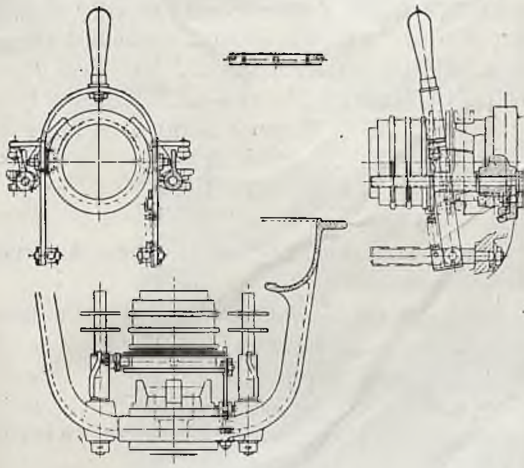
Zwiernik zazwyczaj składa się z tulei metalowej, osadzonej na wale wirnika i posiadającej trzy odizolowane od niej kontakty w kształcie sprężystych łapek, z których każda połączona jest z innym pierścieniem ślizgowym. Na tuleję nałożony jest pierścień mosiężny, przez przesunięcie którego ku pierścieniom ślizgowym i nasunięcie na kontakty, zwieramy na krótko wszystkie trzy fazy uzwojenia wirnika. Przesuwanie pierścienia zwierającego uskutecznia się zapomocą dźwigni, która posiada także ramionka do podnoszenia i opuszczania szczotek. Zresztą rozwiązanie konstrukcyjne zwierników bywa rozmaite. Na rys. 1 przedstawiony jest zwiernik budowy Siemens-Schuckerta.

Działanie zwiernika jest wówczas prawidłowe, gdy przy przesuwaniu dźwigni w położenie „ruch“ najpierw zostaną zwarte pierścienie, a dopiero potem podniesione szczotki. Przy wyłączaniu powinny być najpierw opuszczone szczotki, a następnie rozłączone pierścienie. W razie niezachowania tej kolejności, nastąpiłoby przerwanie na chwilę obwodu wir-

nikowego i, wskutek powstawania iskier na szczotkach i kontaktach, opalanie tychże.

Do stron ujemnych silników zaopatrzonych w zwierniki zaliczyć należy:

1) Nieco wyższą ich cenę w porównaniu z silnikami ze szczotkami stale przylegającemi do pierścieni. Dla przykładu możemy podać, że według cennika jednej z krajowych wytwórni cena silnika ze zwiernikiem o mocy 7,5 KM na 1500 obr./min. budowy otwartej wynosi 1200 zł., a takiegoż silnika bez zwiernika — 1150 zł.



Rys. 1

2) Niezbędność większej uwagi przy uruchomianiu silnika. Jeżeli obsługa silnika jest niestaranna lub nieumiejętna, to omyłki przy puszczaniu w ruch i zatrzymywaniu zachodzić mogą następujące:

a) Wyłącznik zamknięto podczas, gdy rączka rozrusznika lub też rękojeść zwiernika znajdowały się w położeniu „ruch". Uzwojenie wirnika zostaje wówczas połączone na krótko i silnik rusza w bieg jako zwarty, przyczem następuje silne uderzenie prądu, które spowodować może uszkodzenie silnika.

b) Wyłącznik i rozrusznik włączono prawidłowo, jednakże potem nie przesunięto rączki zwiernika z położenia „spoczynek" w położenie „ruch". Zużywają się w tym wypadku szybko szczotki, które w silnikach ze zwiernikami najczęściej miewają mniejsze przekroje, niż w silnikach ze szczotkami stale przylegającemi. Cel urządzenia zwiernika zostaje wówczas chybiony, a jeżeli przytem przekrój przewodów łączących rozrusznik z wirnikiem został obliczony za skąpo, to następuje wówczas znaczne zmniejszenie przeciążalności silnika.

c) Rączkę rozrusznika przesuwano zbyt wolno, wskutek czego zwitki oporowe w rozruszniku silnie się nagrzały, a mogły nawet popękać. Rozrusznik należy włączać w ciągu 7—20 sek. zależnie od wielkości silnika i od rodzaju obciążenia.

d) Przy zatrzymywaniu silnika wyłączono najpierw rozrusznik, a potem dopiero przesunięto rączkę zwiernika w położenie „spoczynek". Powoduje to silne iskrzenie i opalanie styków.

Zalety zaś silników ze zwiernikami są następujące:

1) Małe zużycie szczotek i pierścieni ślizgowych, gdyż pracują one tylko podczas krótkiego okresu czasu przy uruchomianiu silnika.

2) Lepsza sprawność, na którą wpływa brak strat elektrycznych w przewodach łączących wirnik z rozrusznikiem i — strat na przejście prądu pomiędzy szczotkami i pierścieniami, jak również nieobecność strat mechanicznych na tarcie szczotek o pierścienie. W porównaniu z silnikami mającemi szczotki stale przylegające, silniki ze zwiernikami posiadają sprawność większą przy mocach do 22 *kW* o 1,5%, przy mocach od 30 do 100 *kW* — o 1% i przy mocach od 125 do 250 *kW* — o 0,5%.

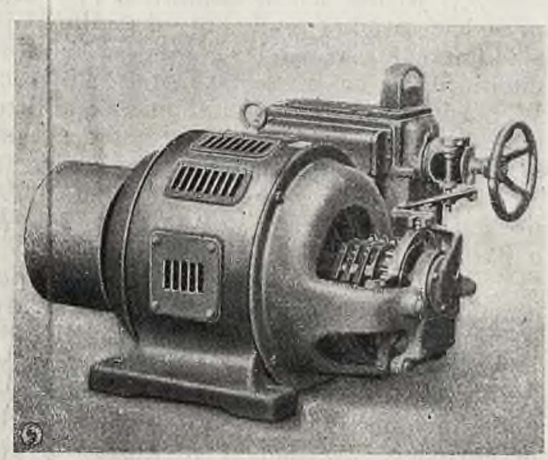
Ponieważ im większą oporność posiada obwód wirnikowy, tem większe są straty mocy, obniża się zatem sprawność i zwiększa poślizg. Dlatego też w silnikach bez zwierników przewody łączące zwiernik z rozrusznikiem dawane bywają o stosunkowo znacznych przekrojach. Natomiast niektórzy utrzymują, że w maszynach ze zwiernikami sprawa ta jest bez znaczenia i przewody te mogą być jaknajcieńsze. Pogląd ten jest błędny, gdyż jakkolwiek przewody te czynne są tylko w ciągu krótkiego okresu rozruchu, to wszakże znaczna ich oporność sprawiłaby, że, gdy rączka rozrusznika znajduje się w końcowem położeniu, silnik nie osiągnąłby jeszcze pełnych obrotów. Dopiero po przestawieniu zwiernika w położenie „ruch" oporność przewodów łączących nagle by z obwodu wirnikowego odpadła i wirnik przy silnym rzucie prądu otrzymałby swe pełne obroty. Lepiej więc jest w silnikach ze zwiernikami przekrój przewodów łączących wirnik z rozrusznikiem tak obliczać, jak w silnikach bez zwierników.

Rozpatrując powyżej przytoczone wady i zalety, za najbardziej ważką wadę silników ze zwiernikami uznać musimy złożony sposób uruchomiania. W wypadkach zastosowania silników, gdzie trzeba często silnik puszczać w ruch i zatrzymywać, jak np. przy napędzie maszyn w gospodarstwie wiejskiem, liczyć się należy z możliwością uszkodzenia silnika. Ażeby niebezpieczeństwom takim zapobiedz, budowane obecnie bywają silniki, w których wyłącznik, rozrusznik i zwiernik są ze sobą i z silnikiem zespolone, przyczem uruchomienie silnika, a więc zamknięcie wyłącznika, wyłączanie oporów rozrusznika i przesunięcie zwiernika odbywa się we właściwej kolejności zapomocą pokręcenia jednego tylko kółka ręcznego.

Na rys. 2 widzimy silnik ze zwiernikiem wyposażony w zespolony z nim rozrusznik

o stykowisku walcowem. Rozrusznik taki przytwierdza się do kadłuba w miejscu tabliczki zaciskowej. Urządzenie takie jest jednak droższe, niż ze zwykłym rozrusznikiem.

W każdym wypadku wyboru silnika należy wziąć pod uwagę przypuszczalny czas jego pracy i przeliczyć, czy oszczędność na zużyciu prądu, osiągnięta z powodu lepszej sprawności silnika ze zwiernikiem, przewyższy koszta amortyzacyjne przy zainstalowaniu droższego silnika.



Rys. 2

Wogóle można powiedzieć, że zastosowanie silników ze zwiernikami jest odpowiednie przy użyciu jednostek o większej mocy, przy dłuższym i nieprzerywanym ruchu, jak np. przy napędzie różnych większych wytwórni, młynów, pomp i t. p. W tych wypadkach można osiągnąć pewne oszczędności na zużyciu prądu. Natomiast przy ruchu niedługotrwałym i często przerywanym silniki te wykazują więcej cech ujemnych, niż — dodatnich.

W pewnym wypadku zastosowanie zwierników w silnikach jest polecane, mianowicie przy pracy silników w pomieszczeniach niebezpiecznych pod względem pożarowym, a więc np. przy napędzie młocarek i sieczkarek. Ponieważ przy podniesionych szczotkach nie mogą powstawać iskry, wymaganie takie jest uzasadnione. Zresztą z powodzeniem mógłby tu być zastosowany silnik ze stale przylegającemi szczątkami, lecz budowy zamkniętej lub takiż silnik z pierścieniami okapturzonemi.

Co do zakresu stosowalności zwierników w silnikach nienadążnych, to według norm D. I. N. silniki

do 15 *kW*	przy	3000	obr./min.
„ 11 „	„	1500	„
„ 7,5 „	„	1000	„
„ 5,5 „	„	750	„

wykonywują się normalnie bez zwierników, silniki zaś

od 5,5	do 15 *kW*	przy	3000	obr./min.
„ 4	„ 11 „	„	1500	„
„ 3	„ 7,5 „	„	1000	„
„ 3	„ 5,5 „	„	750	„

mogą być wykonywane także ze zwiernikami, a silniki

od 22 *kW* wzwyż	przy	3000	obr./min.
„ 15 „	„	1500	„
„ 11 „	„	1000	„
„ 7,5 „	„	750, 600 i 500	obr./min.

normalnie budowane są ze zwiernikami lecz mogą być także wykonywane dla ruchu ze szczotkami stale przylegającemi.

Z tabliczek tych widocznem jest, że nic nie stoi na przeszkodzie stosowaniu silników bez zwierników aż do największych jednostek.

SPROSTOWANIE

W artykule p. B. Szapiry, p.t. „*Odpowiedź Harrimana*“ na str. 230 *Techniki Cieplnej*, rocznik 1929 należy w wierszu trzecim od dołu, w lewym łamie wyraz „Musielibyśmy“ poprawić na „Musianoby“.

